

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

# NÁVRH HAVARIJNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA PRO JADERNOU ELEKTRÁRNU

PROPOSAL OF EMERGENCY HEAT EXCHANGER FOR  
NUCLEAR POWER PLANT

Student: Petr Krameš

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2018

# Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Krameš**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: **Návrh havarijního výměníku tepla pro jadernou elektrárnu**  
**Proposal of Emergency Heat Exchanger for Nuclear Power Plant**  
Jazyk vypracování: čeština

## Zásady pro vypracování:

Zpracujte formou rešerše souhrn informací o řešení odvodu zbytkového tepla z primárního okruhu tlakovodní jaderné elektrárny. Navrhněte konstrukční řešení programem Solid Works, Autodesk Inventor Professional apod., výměníku tepla umístěného vně ochranné obálky a řešte přenos tepla z primárního okruhu do okolní atmosféry. Určete výpočtem základní rozměry a počty výměníků a navrhněte optimální tvar teplosměnné plochy. Tepelný výkon jaderného reaktoru 1600 MWt, tlak páry z parního generátoru 7 MPa, teplota páry 286 °C, průtok páry 1000 kg/s, teplota okolního vzduchu je 32 °C a rychlost vzduchu 5m/s. Potřebný tepelný výkon výměníku tepla určete z rozboru vývinu tepla při havarijní odstávce reaktoru.

## Seznam doporučené odborné literatury:

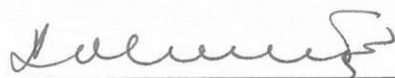
Hejzlar, R.: *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl 1. a 2. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 385 s. ISBN 80-01-03189-6.  
Mátal, O.: *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Nakladatelství CERN VUT v Brně. 2001. 116 s. ISBN 80-214-2028-6.  
Hezoučský, F.: *Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory*. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 185 s. ISBN 80-01-03324-4.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísečné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 14.5.2018 .....

 .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

14.5.2018

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Krameš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Balbínova 374/11, Olomouc, 779 00

## Poděkování

Rád bych poděkoval prof. Ing. Pavlu Kolatovi, DrSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

.....

podpis studenta

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

KRAMEŠ, P. *Návrh havarijního výměníku tepla pro jadernou elektrárnu: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 44 s. Vedoucí práce: Kolat, P.

Bakalářská práce se zabývá metodikou návrhu výměníku tepla pro jadernou elektrárnu. Práce začíná popisem jaderné energie a rozbořem primárního okruhu tlakovodní jaderné elektrárny. V praktické části je řešen průběh zbytkového tepelného výkonu po odstavení reaktoru, na jehož základě je zvolen výkon výměníku pro odvod tohoto tepla. Následuje tepelný výpočet za účelem zjistit minimální potřebnou teplosměnnou plochu výměníku. V závěru práce je popsána konstrukce výměníku tepla, vytvořeného v programu Autodesk Inventor Professional 2017.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

KRAMEŠ, P. *Proposal of emergency heat exchanger for nuclear power plant: bachelor thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2018, 44 p. Thesis head: Kolat, P.

Bachelor thesis is dealing with design of emergency heat exchanger for nuclear power plant. Thesis starts with introduction of nuclear energy and analysis of pressurized water nuclear power plant primary circuit. Practical part is dealing with analysis of the residual heat process after reactor shutdown and from there the thermal power of heat exchanger is calculated. Then the minimal heat exchanger surface is calculated. Finally the 3D model of exchanger created in Autodesk Inventor Professional is described.

## Obsah

Seznam použitých symbolů.....	8
Úvod .....	9
1.    Jaderná energie .....	10
2.    Primární okruh tlakovodní jaderné elektrárny.....	13
2.1. Reaktor.....	14
2.2. Kompenzátor objemu .....	14
2.3. Parní generátor.....	14
2.4. Hlavní cirkulační čerpadlo.....	14
2.5. Technické parametry reaktoru VVER – 600 .....	15
3.    Systém pasivního odvodu tepla z primárního okruhu .....	17
4.    Návrh výměníku tepla PHRS pro reaktor VVER – 600.....	21
4.1. Výkon výměníku .....	21
4.2. Výpočetní návrh teplosměnné plochy výměníku .....	22
4.2.1. Průběhy teplot ve výměníku .....	22
4.2.2. Přestup tepla na straně vzduchu.....	25
4.2.3. Přestup tepla na straně páry .....	29
4.2.4. Prostup tepla trubkou .....	30
4.2.5. Teplosměnná plocha .....	31
4.2.6. Zvětšení teplosměnné plochy žebrováním.....	31
4.2.7. Přestup tepla na žebrovanou trubku, na straně vzduchu.....	34
4.2.8. Prostup tepla žebrovanou trubkou .....	36
4.2.9. Výsledná teplosměnná plocha .....	36
4.3. Konstrukční návrh výměníku .....	37
5.    Závěr.....	41
6.    Bibliografie.....	42

## Seznam použitých symbolů

$c_p$	měrná tepelná kapacita	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$d$	průměr	$[\text{m}]$
$g$	gravitační zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$i$	měrná entalpie	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$k$	součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$l_v$	výparné teplo	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
Nu	Nusseltovo číslo	[1]
$p$	tlak	$[\text{Pa}]$
$P$	výkon	$[\text{W}]$
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
$Q_t$	tepelný výkon	$[\text{W}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
$S$	plocha	$[\text{m}^2]$
$t$	teplota	$[\text{°C}]$
$w$	rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\Delta t$	rozdíl teplot	$[\text{°C}]$
$\eta$	účinnost	[-]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\nu$	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\rho$	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$



## Úvod

„Jaderná energie je milionkrát silnější než chemická energie. Je to tak, protože chemická energie vychází z manipulace atomů v molekule. Jaderná energie vychází z manipulace nukleonů v jádře atomu. Vnitřní dělení na části milionkrát menší je v podstatě nekonečné.“ (Dr. John Hagelin).

Jaderný reaktor po odstavení stále generuje teplo, které je potřeba odvádět. Zbytkový tepelný výkon není nijak vysoký, ale průběh může být znatelný i v horizontu několika let. Systémů jak toto teplo mařit je mnoho, ale většina z nich potřebuje k provozu zdroj napájení. Jak ale situaci řešit při scénářích, kdy bude potřeba evakuovat personál elektrárny, všechny zdroje napájení selžou a oblast nebude přístupná?

V této práci se pokusím nastínit danou problematiku týkající se odvodu zbytkového tepla z reaktoru a problémy, které s tím souvisí. Začnu tím, že uvedu základní principy jaderné energie, poté popíšu primární okruh tlakovodní jaderné elektrárny a vysvětlím systém pasivního odvodu tepla.

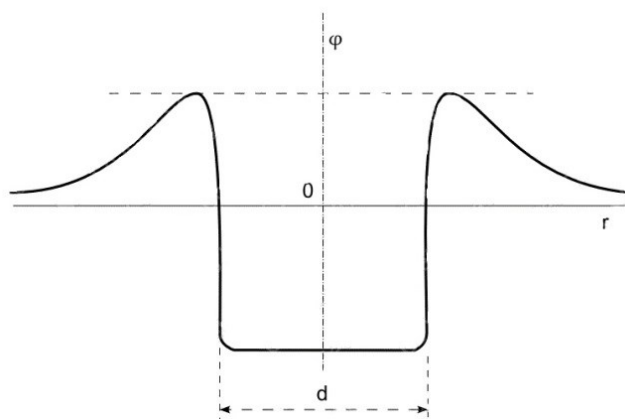
V druhé části práce se budu zabývat návrhem výměníku tepla pasivního systému odvodu tepla. Navrhnu výkon výměníku, určím jejich potřebný počet, tepelným výpočtem stanovím teplosměnnou plochu a vytvořím 3D model v programu Autodesk Inventor Professional 2017.

## 1. Jaderná energie

Jaderná energie se uvolňuje jako část vazební energie při jaderných interakcích na úkor hmotnostního úbytku jádra. Jaderná reakce je přeměna atomového jádra zapříčiněná působením vnějších elementárních částic nebo jiného jádra. Přeměna jádra je děj kdy jádro opustí částice, jádro se rozštěpí, nebo se změní energetická hladina nukleonů. Jadernou reakci nejčastěji zapříčiňují neutrony, protony, alfa částice a fotony. [1]

Jaderné reakce jsou obtížně uskutečnitelné z důvodu velmi malých rozměrů jádra, který představuje terč. Velikost atomového jádra je asi  $10^{-15}$  m. Při odstřelování jádra protonem, působí velmi silně odpuzivé elektrostatické síly řídicí se Coulombovým zákonem. To samé platí pro jadernou syntézu, kdy je zapotřebí dostat jádra tak blízko, aby začaly působit jaderné síly. Jaderné síly působí ve vzdálenosti odpovídající rozměru jádra a potom klesají k nule. Jsou přibližně 100 až 1000krát větší než odpuzivé elektrostatické síly. [1]

Ideální průběh součtu jaderných a elektrostatických sil v závislosti na rozměru jádra lze vidět na následujícím obrázku. Rozměr  $d$  představuje poloměr jádra, kde působí jaderné a elektrostatické síly, a jejich výslednici označujeme jako tzv. potenciálovou jámu. [1] [14]



**Obrázek 1 Potenciálová jáma [14]**

Pro neutron je zapotřebí podstatně nižší energie aby do jádra pronikl, než ostatním částicím – nemusí překonávat odpuzivé elektrostatické síly. Neutrony dělíme podle získané energie na: [1]

**Tepelné neutrony** – energie do 0,5 eV a rychlosti asi  $2200 \text{ m.s}^{-1}$ .

**Rychlé neutrony** – o energii nad 0,5 MeV a rychlosti  $2 \cdot 10^7 \text{ m.s}^{-1}$ .

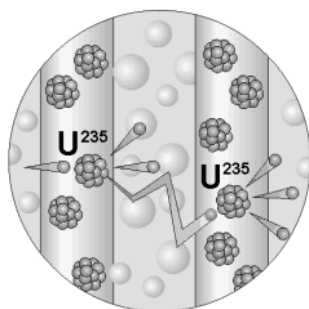
V jaderné energetice se setkáváme s následujícími neutronovými reakcemi: [1]

- 1) Rozptyl – neutron dopadne na jádro a je odražen nebo zachycen. Jiný neutron se z jádra uvolní. Počet nukleonů zůstává stejný.
  - a) Pružný rozptyl – odražený neutron předá část své energie jádru.
  - b) Nepružný rozptyl – neutron je jádrem pohlcen, to je však vlivem vysoké energie nestabilní a uvolní neutron s nižší energií a záření gama.
- 2) Radiační zachycení – pohlcený neutron má malou energii aby se z jádra uvolnil jiný neutron. Přebytková energie je vyzařena jako  $\gamma$  a hmotnostní číslo se zvětší o 1. Toto je vlastnost absorberu (bór a kadmium), který se používá v jaderných reaktorech.
- 3) Štěpení – po srážce je energie jádra větší než vazebná. Jádro se rozdělí na dva odštěpky, 2 až 3 volné neutrony, záření  $\beta$  a  $\gamma$ .

Neutron, při průchodu médiem může a nemusí vyvolat reakci. Pravděpodobnost tohoto děje se nazývá účinný průřez pro danou reakci. Jednotlivé účinné průřezy se zjišťují experimentálně v laboratořích. Pravděpodobnost reakce závisí na typu částice, typu jádra a na energii neutronu. V tlakovodních reaktorech se jako palivo nejčastěji používá obohacený uran a jako moderátor lehká voda. [1] [14]

Neutrony je třeba zpomalit, jinak se od těžkého jádra uranu většina odrazí. Moderátor slouží ke zpomalení rychlých neutronů na tepelnou rychlost. Moderace se projeví na minimálním potřebném obohacení uranu. U izotopu  $U^{235}$  je účinný průřez pro štěpení tepelnými neutrony až 500krát vyšší, než u izotopu  $U^{238}$ . [14] [1]

Aby jaderná reakce probíhala řetězově, je potřeba zajistit dostatek neutronů pro opakující se cyklus štěpení. Při rozštěpení jádra  $U^{235}$  vznikají 2 až 3 volné neutrony. Aby se reakce udržela, musí zůstat minimálně jeden neutron schopný štěpit. Na následujícím obrázku je možné vidět řetězovou reakci štěpení. [14]



**Obrázek 2 Moderace štěpení [14]**

Většina neutronů, která se nepodílí na štěpné reakci, je absorbována v palivu, moderátoru, chladivu, v konstrukčních materiálech, absorbérech a část unikne ze soustavy. Předpoklad pro udržení štěpné reakce se označuje jako multiplikační činitel –  $k_{ef}$ . Soustava se pak dělí: [1]

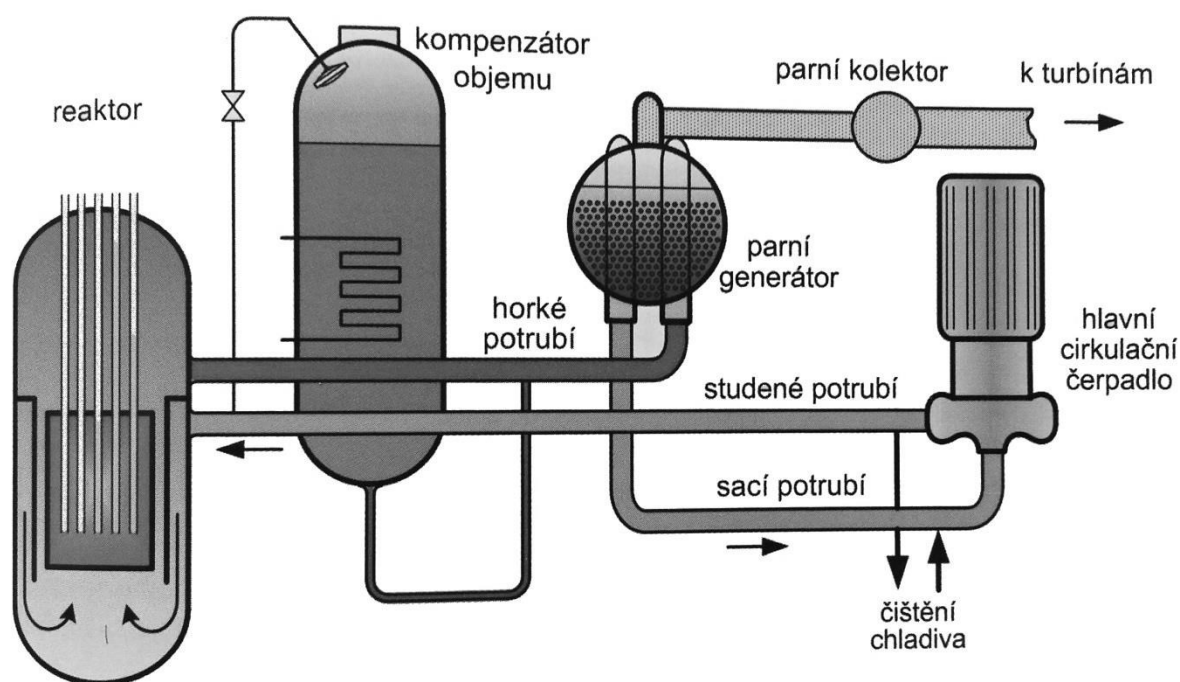
$k_{ef} > 1$  – soustava je nadkritická a počet neutronů roste

$k_{ef} = 1$  – soustava je kritická a počet neutronů je stabilní

$k_{ef} < 1$  – soustava je podkritická a počet neutronů klesá

## 2. Primární okruh tlakovodní jaderné elektrárny

Každou jadernou elektrárnu lze rozdělit na tzv. reaktorovou část a strojní část, které společně tvoří hlavní výrobní blok. V reaktorové části jsou umístěny zařízení podílející se na výrobě tepla a jeho přenosu do části strojové. Hlavními komponenty jsou: reaktor, hlavní cirkulační potrubí, hlavní cirkulační čerpadlo, parogenerátor, kompenzátor objemu, barbotážní systém atd. Tato zařízení jsou umístěná v tzv. kontejnmentu. Kontejnment je ochranná obálka zajišťující bezpečnost okolí před účinky havárie v reaktorové části, nebo bezpečnost vnitřního prostředí před působením vnějších vlivů. Prostor kontejnmentu je hermeticky uzavřen. Je navržený tak, aby vydržel přetlak i při roztržení hlavního cirkulačního potrubí. Kontejnment je sestaven z předpjatého betonu a má i dvě vrstvy, z nichž druhá je z oceli. [1] [2]



**Obrázek 3 Hlavní komponenty primárního okruhu tlakovodní elektrárny [1]**

Chladivo proudí z reaktoru tzv. horkou větví do parogenerátoru, kde předává své teplo sekundárnímu okruhu. Vrací se zpět tzv. studenou větví přes oběhová čerpadla do horní části. Odtud prochází mezi nosným válcem aktivní zóny a tělesem tlakové nádoby ke dnu reaktoru. Zde kapalina mění svůj směr a vnitřkem nosného válce vstupuje do aktivní zóny. Ochladuje palivové kanály a vrací se zpět do horké větve. [1] [16]

## **2.1.Reaktor**

Reaktor je umístěný ve vertikálně orientované tlakové nádobě, válcového tvaru. Nádobu je svařená z prstenců a půlkruhového dna. Na vrchní straně je odnímatelné víko obdobného tvaru. Vnitřní stěna je opatřena výstelkou z kvalitního nerezového materiálu. Během provozu je nádoba vystavena působení vysokých tlaků, teplot a záření. Tyto vlivy mají nepříznivý vliv na mechanické vlastnosti materiálu nádoby. Výměna nádoby je prakticky nemožná a proto musí splňovat přísná kritéria kvality. [1] [16]

V tlakové nádobě je umístěný nosný válec aktivní zóny, tzv. koš. V koši jsou zasunuty palivové, regulační a havarijní tyče. Tyče jsou uchyceny v kazetách, které mají šestihranný nebo čtvercový profil. K regulaci výkonu reaktoru dochází zasouváním nebo vysouváním regulačních tyčí. Při ohrožení se do aktivní zóny automaticky zasunou havarijní tyče a zastaví štěpnou reakci. [1]

## **2.2.Kompenzátor objemu**

V primárním okruhu jaderných elektráren dochází vlivem změny výkonu ke změně teploty a tím hustoty, objemu a tlaku chladiva. Ke kompenzaci těchto změn slouží tzv. kompenzátor objemu. Je to zařízení, které plní funkci regulátoru tlaku a objemu kapalného paliva v primárním okruhu. Pracuje jako vyrovnávací nádrž, doplňující nebo odebírající kapalné chladivo z primárního okruhu při změnách jeho objemu vlivem tepelné dilatace. U tlakovodních reaktorů se používá uzavřený kompenzační okruh. Velikost kompenzátoru musí být navržena tak, aby byl při běžném provozu tlak chladiva udržován v povolené toleranci. Kompenzátory objemu mohou být s plynovým nebo parním polštářkem. [3] [1]

## **2.3.Parní generátor**

Parní generátor vyrábí sytou, nebo mírně přehřátou páru. Skládá se z tlakové nádoby, ze soustavy několika tisíc trubek, separátoru a sušiče páry. Chladivo z reaktoru protéká trubkami a předává teplo sekundárnímu okruhu. Důvodem průchodu chladiva uvnitř trubek je vysoký tlak v primárním okruhu (až 17 MPa). Hladina vody v parogenerátoru je dostatečně vysoko nad vrcholem trubek, aby při přechodových stavech nedocházelo k jejímu odhalení. [3] [1]

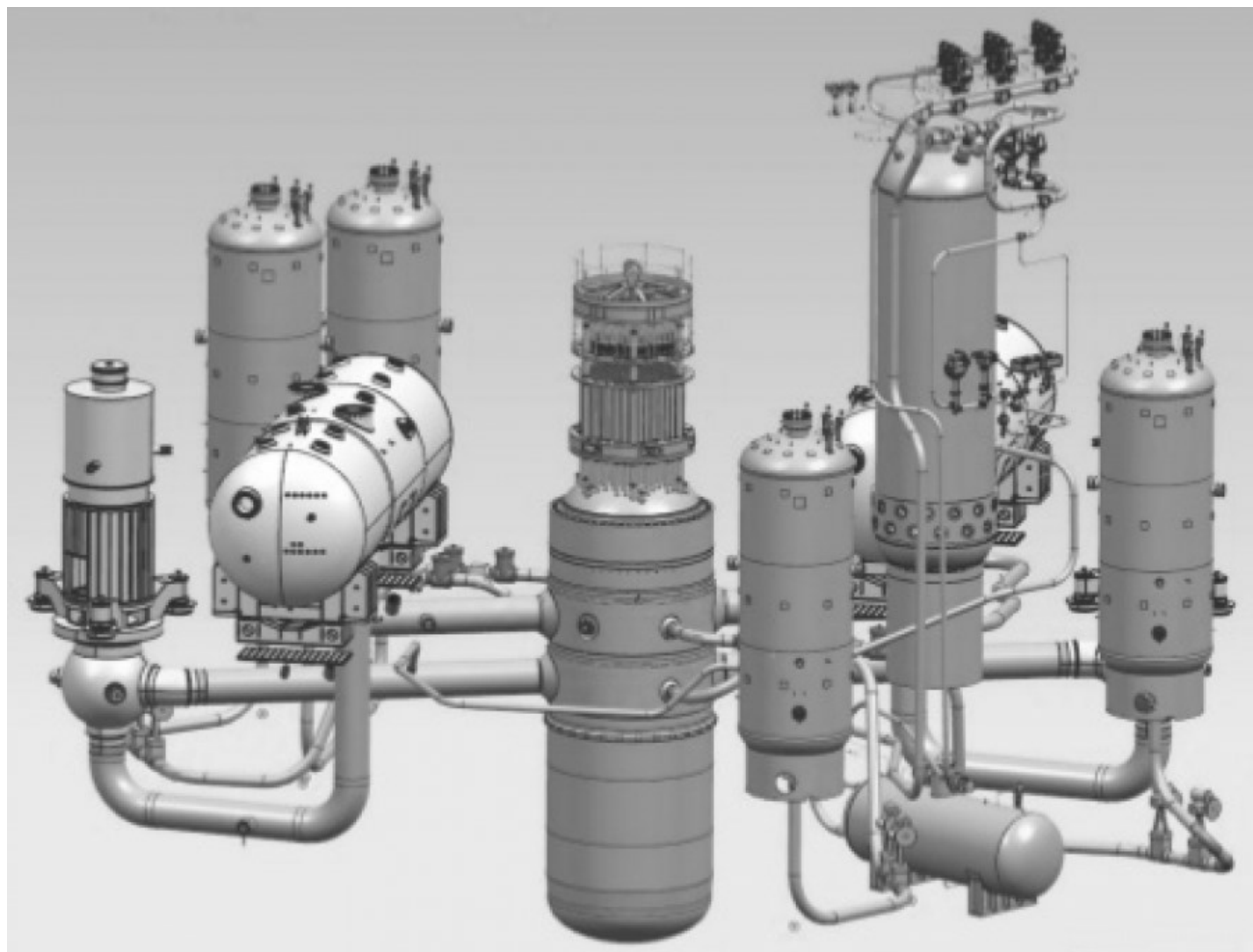
## **2.4.Hlavní cirkulační čerpadlo**

Patří mezi nejdůležitější, ale také technologicky nejnáročnější čerpadla v jaderné elektrárně. Čerpadla musí být schopná provozu při velmi vysokém tlaku (až 17 MPa),

vysoké teplotě (až 300 °C) a radioaktivitě. Čerpadlo musí být schopné provozu bez nutnosti revizí a kontrol po dobu minimálně jednoho roku, kdy probíhá výměna paliva reaktoru. Tlakovodní reaktory mají k dispozici 2 – 4 chladicí smyčky, z nichž v každé je zapojeno oběhové čerpadlo. Pokud je potřeba čerpadlo odstavit, reaktor může stále být v provozu se sníženým výkonem. Tyto čerpadla se většinou konstruuji jako vertikální, se svislým hřídelem. Elektromotor bývá umístěn nad čerpadlem. Čerpadla jsou odstředivá, radiální nebo axiální a jednostupňová. [3]

## 2.5. Technické parametry reaktoru VVER – 600

- Typ reaktoru ..... Tlakovodní
- Chladivo ..... Lehká voda
- Moderátor ..... Lehká voda
- Rychlost neutronů ..... Tepelná
- Tepelný výkon ..... 1600 MW<sub>t</sub>
- Elektrický výkon ..... 600 MW<sub>e</sub>
- Počet chladicích smyček ..... 2
- Počet palivových článků v jádru ..... 163
- Tlak v jádru reaktoru ..... 16,2 MPa
- Teplota na vstupu/výstupu reaktoru ..... 299/325 °C
- Tlak páry z parního generátoru ..... 7 MPa
- Designér ..... Gidropress



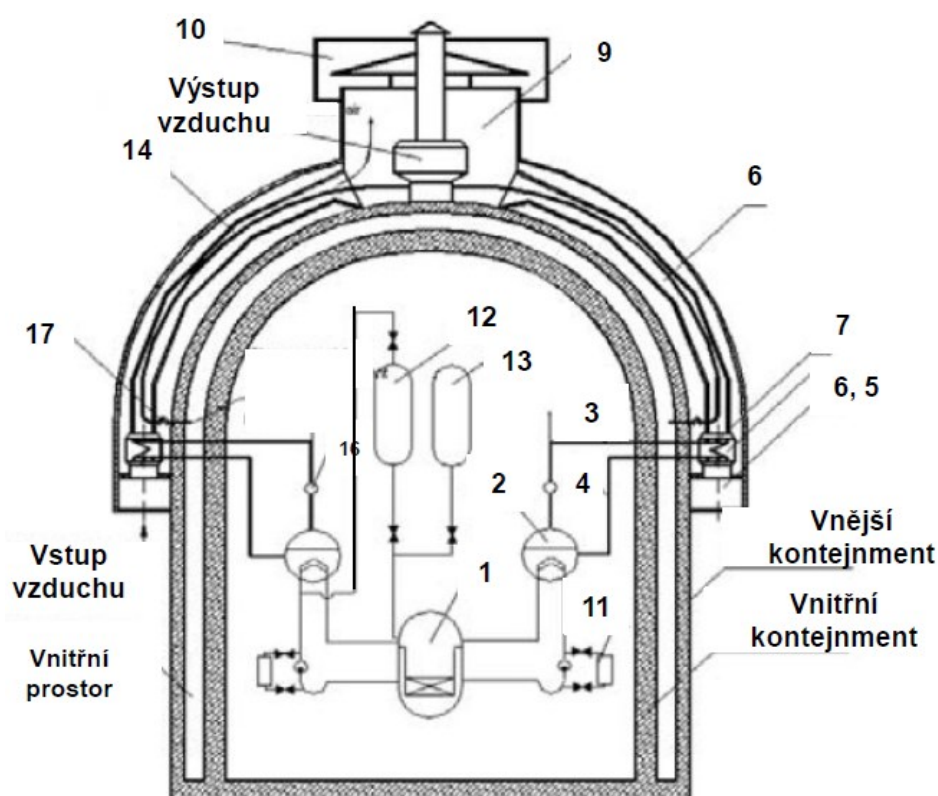
**Obrázek 4 Primární okruh reaktoru VVER – 600 [29]**

Při návrhu reaktoru bylo rozhodnuto, že VVER – 600 bude dvousmyčkový, odvozený od staršího typu VVER – 1200 s maximálním využitím jeho stávajících systémů (reaktor, parní generátor, kompenzátor objemu atd.). Většinu systému spolu reaktory přímo sdílí a další jsou zmenšené verze. Například technické řešení a počet palivových souborů je identický, pouze s rozdílem že byly zkráceny. Výhoda v použití dvousmyčkového systému oproti např. čtyřsmyčkovému spočívá v menším použití materiálu, menším času montáže, menší velikosti kontejneru, využití zkušeností s VVER – 1200 atd. [29] [28]



### 3. Systém pasivního odvodu tepla z primárního okruhu

V elektrárnách, ať už jaderných nebo jiných, se běžně odstavuje provoz. Odstavení může být plánované, nebo ne. U jaderných elektráren se plánované odstavení provádí většinou z důvodu výměny paliva, nebo údržby zařízení. V nežádoucích případech je pak odstavení způsobeno i havarijními stavy. Po odstavení jaderného reaktoru v něm stále probíhá štěpná reakce, která generuje teplo. [17] [18] [19] [2]



Obrázek 5 Schéma reaktorového kontejnmentu [4]

- |                               |   |
|-------------------------------|---|
| 1. reaktor                    | 9. výstupní kolektor výměníku           |
| 2. parní generátor            | 10. deflektor                           |
| 3. parovody                   | 11. bórový napájecí systém              |
| 4. kondenzát                  | 12.; 13. hydro akumulátory              |
| 5. vstupní rozvaděč           | 14. filtrační jednotka                  |
| 6. výměník tepla              | 15. kanál pasivního filtračního systému |
| 7. šoupátko výměníku          | 16. parní hlava                         |
| 8. vzduchové potrubí výměníku | 17. ventil                              |

Reaktor produkuje zbytkové teplo, ohřívá vodu a ta cirkulací proudí do parogenerátoru. Při odstávce se zaplní parní generátor vodou z akumulčních nádrží. Vznikne parovodní směs, která přirozeně cirkuluje přes výměníky tepla umístěné vně kontejnmentu. Jaderný reaktor VVER – 600 je chlazený vodou, která proudí ve dvou smyčkách přes parní generátory. Pro jeden parogenerátor jsou k dispozici 2 – 4 výměníky tepla. PHRS funguje na principu přirozené cirkulace. Pára proudí potrubím do výměníků, zde zkondenzuje, předá část své energie do okolní atmosféry a kondenzát se vrací do parogenerátoru. Výměníky jsem navrhoval na režim, při kterém pára dosahuje

tlaku 7 MPa a teploty 286 °C. Chlazení probíhá přirozeně atmosférickým vzduchem. Rychlost proudění vzduchu závisí na jeho teplotě, která se během roku mění. Podle zadání je teplota vzduchu 32 °C, což je teplota, při které bude během roku výkon výměníku dosahovat nejmenších hodnot. Výměník PHRS je trubkový výměník, respektive kondenzátor (pára-vzduch). [17] [18] [19]



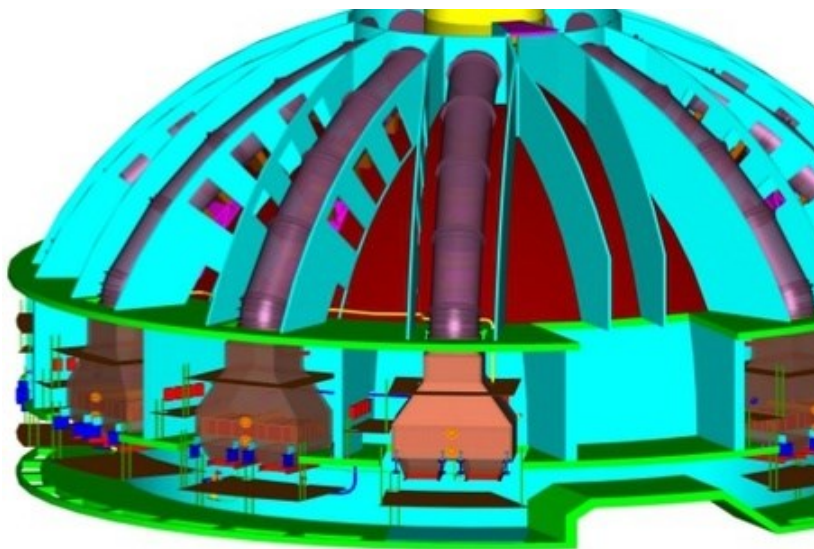
**Obrázek 7 Reaktorový kontejnment VVER – 1200 [20]**

Na obrázku č. 7 lze vidět kontejnment jaderného reaktoru VVER – 1200 v ruské Novovoroneži se vzduchovými šachtami, které vedou vzduch do výstupního potrubí struktury. Výstupní kolektor je umístěn ve výšce 60 metrů, jeho průměr je 25 metrů, výška 13 metrů a hmotnost asi 180 tun. Rozdíl mezi vstupním a výstupním hrdlem šachty je necelých 20 metrů. [20]



**Obrázek 8 vzduchová šachta PHRS [21]**

Obrázek č. 8, pořízený opět v Novovoroněži, znázorňuje vzduchové kanály PHRS. Hned nad nimi jsou umístěny již zmíněné výměníky, jež jsou hlavním prvkem tohoto systému. Princip celého systému je jednoduchý, ale jeho konstrukční provedení velmi složité. Výměníky jsou připevněny ve výklenku kontejnmentu ve výšce předpokládaného projektu. Celkem je zde instalováno 8 výměníků tepla a každý z nich váží asi 38 tun. Vedle nich jsou umístěny kryty a vzduchové kanály, které se napojují na deflektor na kopulové části. [21]



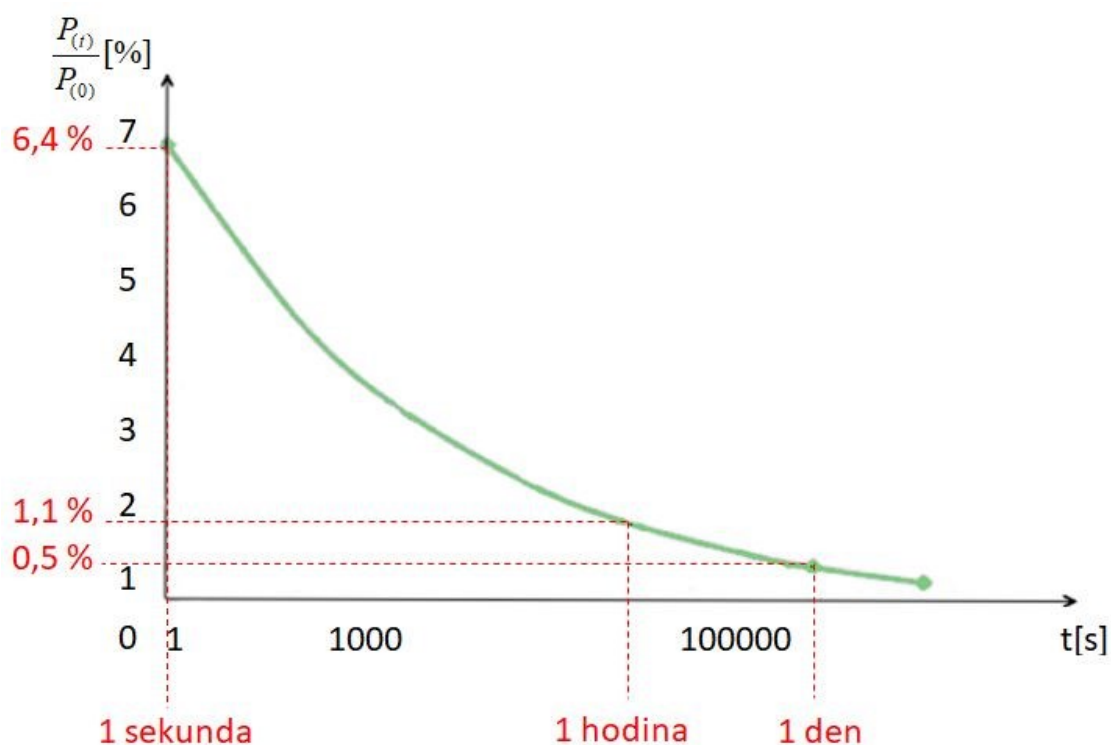
**Obrázek 9 Modelové vyobrazení vzduchových šachet PHRS [22]**

Výměníky jsou umístěny vně kopule kontejnmentu ve vzduchových kanálech. Atmosférický vzduch, jakožto chladicí látka, se dostává dovnitř, ohřívá se, vzduchovými kanály stoupá na výstupní kolektor umístěný v horní části kopule a vrací se do atmosféry. Výměník je hlavním prvkem PHRS. Kromě výměníků systém obsahuje vzduchové kanály, elektromagnetické zařízení atd. – celkem asi 90 prvků. [22] [17] [18] [19]

## 4. Návrh výměníku tepla PHRS pro reaktor VVER – 600

### 4.1. Výkon výměníku

Výkon výměníku jsem určil z rozboru tepla po odstávce reaktoru. Reaktor disponuje nominálním tepelným výkonem 1600 MW<sub>t</sub>. Na následujícím obrázku lze vidět průběh výkonu reaktoru, po jeho odstavení, v závislosti na čase.



Obrázek 10 Průběh zbytkového tepelného výkonu reaktoru [4]

Zbytkový tepelný výkon reaktoru po odstavení jsem počítal podle vzorce (1.1.). [4]

$$\frac{P(t)}{P_0} = 0,066 \cdot (t^{-0,2} - (t_s + t)^{-0,2}) \quad (1.1.)$$

- kde:  $P(t)$  je tepelný výkon reaktoru v čase  $t$  [W]  
 $P_0$  je tepelný výkon reaktoru před odstavením [W]  
 $t$  je čas od odstavení reaktoru [s]  
 $t_s$  je čas chodu reaktoru po jeho odstavení [s]

Čím déle bude reaktor v provozu před odstavením, tím bude zbytkový tepelný výkon větší. Tlakovodní reaktory se běžně odstavují 1 krát ročně, z důvodu výměny paliva. Výměník PHRS musí být konstruován pro nejhorší případy, což je v mém případě 1 rok provozu. [1]

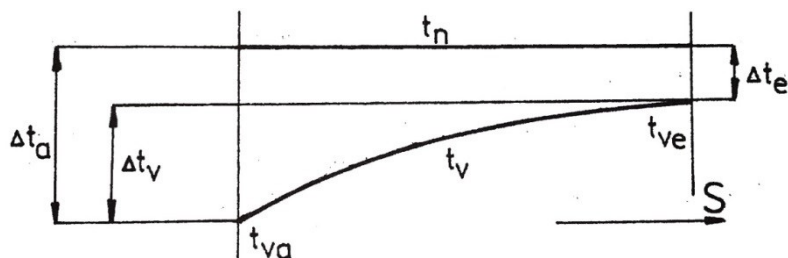
Z obrázku č. 10 je zřejmé, že reaktor hned po odstavení generuje 6,4% (102 MW<sub>t</sub>) z provozních 1600 MW<sub>t</sub>. Po hodině výkon klesá na 17,6 MW<sub>t</sub> a po jednom dni na 8 MW<sub>t</sub>. Tepelný výkon reaktoru dále klesá exponenciálně v závislosti na čase a je potřeba ho odvádět v horizontu až několika let. Blok jaderného reaktoru disponuje celkem 8 výměníky tepla, z nichž každý má tepelný výkon 4 MW<sub>t</sub>. [4]

## 4.2. Výpočetní návrh teplosměnné plochy výměníku

Výměník PHRS předává energii páry vytvořené v parogenerátoru do okolní atmosféry. Při předávce energie ve výměníku dochází ke kondenzaci páry a kondenzát se následně vrací do parogenerátoru. Při výpočtech jsem uvažoval, že nedochází k podchlazení kondenzátu. Výměník lze považovat za kondenzátor. [3]

### 4.2.1. Průběhy teplot ve výměníku

Na následujícím obrázku je znázorněn průběh teplot páry a chladicího vzduchu. Jednotlivé veličiny budou figurovat v následujících výpočtech.



Obrázek 11 Průběh teploty kondenzující páry a chladicí vody v kondenzátoru [3]

Celkový tepelný tok předávaný parou v kondenzátoru chladicímu vzduchu je definován podle vzorce (1.2.). Měrná entalpie páry, při teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa je 2772 kJ·kg<sup>-1</sup>. Měrná entalpie vody při teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa je 1268 kJ·kg<sup>-1</sup>. [3] [25]

$$Q = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_v) \quad (1.2.)$$

kde:

$\dot{m}_p$	je průtok páry vstupující do kondenzátoru	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$i_p$	je měrná entalpie páry při teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]
$i_v$	je měrná entalpie vody při teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]



$Q$  je tepelný tok z páry do vzduchu (tepelný výkon výměníku) [kW]

Odtud jsem zjistil hledaný průtok páry:

$$\dot{m}_p = \frac{Q}{i_p - i_v} = \frac{4000}{2772 - 1268} = 2,66 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Aby mohl výpočet pokračovat, potřeboval jsem určit průtok chladicího vzduchu. K tomu je potřeba znát rozměry výměníkové šachty, přes kterou vzduch proudí. Z Obrázku č. 12 je vidět, že délka otvoru bude řádově 2 metry. Jeden výměník PHRS je v sestavě s dvěma šachtami. [21]



**Obrázek 12 Montáž výměníku [21]**

V rámci předběžného návrhu jsem zvolil rozměry šachty 2·2 m. Celková plocha vstupní šachty tedy činí 8 m<sup>2</sup>. Při výpočtu jsem uvažoval, že rychlost proudícího vzduchu na výměník je 5 m·s<sup>-1</sup>. Hustota suchého vzduchu při tlaku 101325 Pa a teplotě 32 °C je 1,158 kg·m<sup>-3</sup>. Pro výpočet průtoku vzduchu jsem vycházel ze vzorce (1.3.). [24] [5] [6]

$$w_{vzd} = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\rho \cdot S} \quad (1.3.)$$

kde:  $w_{vzd}$  je rychlost vzduchu proudícího na výměník [m·s<sup>-1</sup>]

$\dot{m}_{vzd}$  je hmotnostní průtok vzduchu přes výměník [kg.s<sup>-1</sup>]

$\rho$  je hustota suchého vzduchu při tlaku 101325 Pa a teplotě 32 °C [kg.m<sup>-3</sup>]

$S$  je plocha vzduchové šachty [m<sup>2</sup>]

Po vyjádření jsem dostal:

$$\dot{m}_{vzd} = w_{vzd} \cdot \rho \cdot S = 5 \cdot 1,158 \cdot 8 = 46,32 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rozdíl teploty vzduchu jsem zjistil ze vztahu (1.4.). Měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě 32 °C je 1,005 kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>. [6]

$$Q = \dot{m}_{vzd} \cdot c_p \cdot \Delta t_v \quad (1.4.)$$

kde:  $Q$  je tepelný výkon výměníku [kW]

$\dot{m}_{vzd}$  je hmotnostní průtok vzduchu přes výměník [kg.s<sup>-1</sup>]

$\Delta t_v$  je rozdíl teplot vstupujícího a vystupujícího vzduchu [°C]

$c_p$  měrná tepelná kapacita vzduchu, při teplotě 32 °C [kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]

Výsledná hodnota určuje o kolik °C se vzduch oteplí po průtoku výměníkem:

$$\Delta t_v = \frac{Q}{\dot{m}_{vzd} \cdot c_p} = \frac{4000}{46,32 \cdot 1,005} = 86,79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pro rozdíl teplot média platí vztah (1.5) [3]

$$\Delta t_v = t_{ve} - t_{va} \quad (1.5.)$$

kde:  $\Delta t_v$  je rozdíl teplot vstupujícího a vystupujícího vzduchu [°C]

$t_{ve}$  je výstupní teplota vzduchu [°C]

$t_{va}$  je vstupní teplota vzduchu [°C]

Odtud jsem vyjádřil výstupní teplotu vzduchu:

$$t_{ve} = t_{va} + \Delta t_v = 32 + 86,79 = 118,79 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Střední teplotu vzduchu jsem vypočítal jako aritmetický průměr mezi výstupní a vstupní teplotou chladícího vzduchu:

$$\bar{t}_{vs} = \frac{t_{ve} - t_{va}}{2} = \frac{118,79 - 32}{2} = 75,39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Na závěr bylo potřeba zjistit střední logaritmický teplotní spád, který je definován vztahem (1.6.). [6]

$$\overline{\Delta t}_{stř} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_e}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_e}} = \frac{(t_n - t_{va}) - (t_n - t_{ve})}{\ln \frac{(t_n - t_{va})}{(t_n - t_{ve})}} \quad (1.6.)$$

kde:  $\overline{\Delta t}_{stř}$  je střední logaritmický teplotní spád [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_n$  je teplota páry [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_{va}$  je vstupní teplota vzduchu [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_{ve}$  je výstupní teplota vzduchu [ $^\circ\text{C}$ ]

Po dosazení:

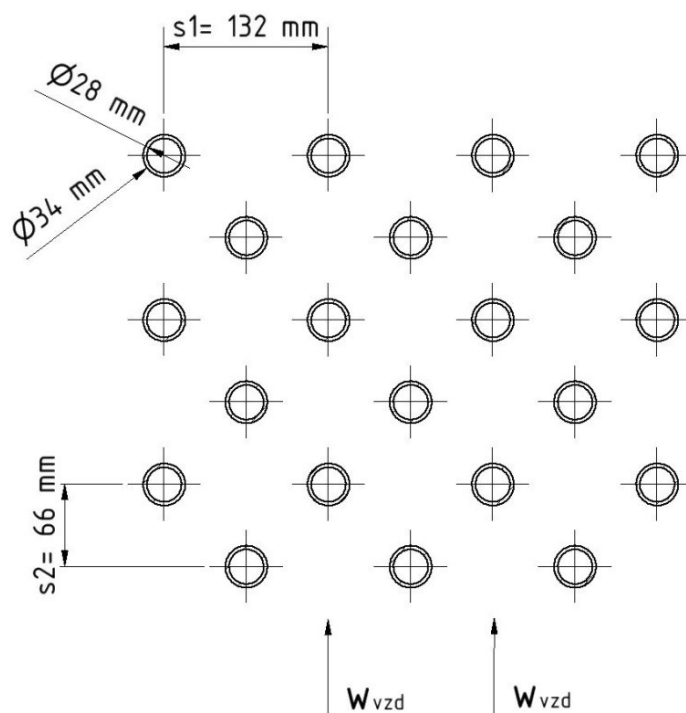
$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_a - \Delta t_e}{\ln \frac{\Delta t_a}{\Delta t_e}} = \frac{(t_n - t_{va}) - (t_n - t_{ve})}{\ln \frac{(t_n - t_{va})}{(t_n - t_{ve})}} = \frac{(286 - 32) - (286 - 118,79)}{\ln \frac{286 - 32}{286 - 118,79}} = 208 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.2.2. Přestup tepla na straně vzduchu

Před zahájením výpočtu jsem provedl návrh geometrie výhřevné plochy výměníku. Podle ČSN EN 10216 - 2 jsem zvolil vnější průměr trubky 34 mm s tloušťkou stěny 3 mm. Pro tuto řadu rozměrů je dostupné veškeré příslušenství potrubních systémů (ohyby, kolena, odbočky, dilatace, armatury atd.) [7]

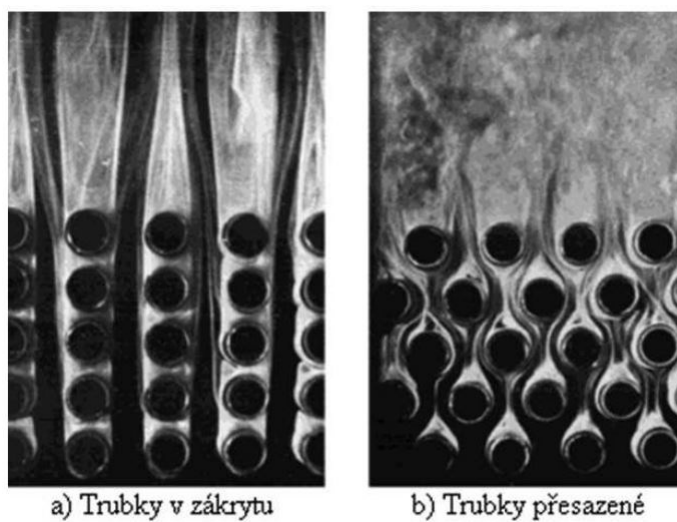
Vzdálenost mezi trubkami jsem volil takovou, aby bylo možné použití žebrování na vnějším povrchu trubky. Návrh rozměrů žebra je rozebrán v další kapitole. [8]

Na následujícím obrázku je vidět schéma uspořádání teplosměnných trubek výměníku a jejich rozměry.



**Obrázek 13 Uspořádání teplosměnných trubek**

Volil jsem přesazené uspořádání trubek, z důvodu lepšího využití prostoru a vyššího součinitele přestupu tepla, jak lze vidět na obrázku č. 14. Vzduch musí po své trajektorii překonat celkem 12 řad teplosměnných trubek. [23]



**Obrázek 14 Vliv uspořádanosti trubek na přestup tepla [23]**

Přestup tepla konvekcí (prouděním) převládá nad ostatními typy sdílení tepla. Přestup tepla vedením a sáláním jsem zanedbal. Díky tahu, způsobeného komínovým efektem, je konvekce tepla nucená.

Pro výpočet součinitele přestupu tepla jsem vycházel z Newtonova vztahu (1.7.). [9]

$$q = \alpha \cdot (t_s - \bar{t}_{vs}) \quad (1.7.)$$

kde:	$q$	je hustota tepelného toku	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
	$\alpha$	je součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$t_s$	je teplota stěny trubky	$[\text{K}]$
	$\bar{t}_{vs}$	je střední teplota vzduchu	$[\text{K}]$

Součinitel přestupu tepla jsem určoval z kritériálních rovnic. Jsou to zobecněné vztahy určené experimentálně podle teorie podobnosti. Nejprve bylo třeba určit Reynoldsovo kritérium, které vyjadřuje podobnost mezi setrvačnými silami a vnitřním třením částic, v mém případě vzduchu. Pomohlo mi zjistit, zda je proudění laminární, nebo turbulentní. Pro Reynoldsovo číslo platí vztah (1.8.). Kinematická viskozita vzduchu při teplotě 75 °C je 0,00001897 m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>. [8] [6]

$$\text{Re} = \frac{w_{vzd} \cdot d_a}{\nu} \quad (1.8.)$$

kde:	$\text{Re}$	je Reynoldsovo číslo	$[-]$
	$w_{vzd}$	je rychlost proudícího vzduchu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
	$d_a$	je vnější průměr trubky	$[\text{m}]$
	$\nu$	je kinematická viskozita vzduchu při teplotě 75 °C	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Po dosazení:

$$\text{Re} = \frac{w_{vzd} \cdot d_a}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,034}{0,00001897} = 8962$$

Další postup k určení součinitele přestupu tepla byl výpočet Nusseltova čísla podle vztahu (1.9.). [6]

$$\text{Nu} = c \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad (1.9.)$$

kde:	$\text{Nu}$	je Nusseltovo číslo	$[-]$
------	-------------	---------------------	-------

c	je konstanta určující závislost uspořádání trubek	[-]
n	je exponent určující závislost uspořádání trubek	[-]
Re	je Reynoldsovo číslo	[-]
Pr	je Prandtlovo číslo	[-]
$\varepsilon_s$	je součinitel vyjadřující vliv roztečí trubek	[-]
$\varepsilon_i$	je součinitel vyjadřující vliv 1. a 2. Řady trubek	[-]

Díky tahu je konvekce vynucená. Pro trubky uspořádané střídavě platí:  $c=0,41$ ;  $n=0,6$ . Pro první řadu trubek platí:  $\varepsilon_i=0,6$ . Pro druhou řadu trubek platí:  $\varepsilon_i=0,7$ . Jak lze vidět na obrázku č. 13, rozměr  $s_1=132$  mm a  $s_2=66$ mm. Podíl  $\frac{s_1}{s_2}=2$ , takže platí:  $\varepsilon_s=1,12$ . Pro vzduch za teploty  $75^\circ\text{C}$  je Prandtlovo číslo  $0,696$ . Zjištěné hodnoty jsem dosadil do vzorce (1.9.) a spočítal pro každou řadu trubek Nusseltovo číslo. [6]

$$Nu_1 = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i = 0,41 \cdot 8962^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,6 = 57,5$$

$$Nu_2 = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i = 0,41 \cdot 8962^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,7 = 67,08$$

$$Nu_{3-12} = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s = 0,41 \cdot 8962^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 = 95,83$$

Po výpočtu Nusseltova čísla pro všech 12 řad jsem zjistil jejich aritmetický průměr, se kterým jsem dále pracoval.

$$Nu = \frac{Nu_1 + Nu_2 + 10 \cdot Nu_{3-12}}{12} = \frac{57,5 + 67,08 + 10 \cdot 95,83}{12} = 90,24$$

Nyní jsem přistoupil k výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vzduchu, který je definován podle vzorce (1.10.). Charakteristický rozměr pro výpočet je vnější průměr trubky  $d_a$ . Součinitel tepelné vodivosti vzduchu při teplotě  $75^\circ\text{C}$  je  $0,029 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . [6]

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_a} \quad (1.10.)$$

kde:	$\alpha_v$	je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$
	Nu	Nusseltovo číslo	[-]
	$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti vzduchu při teplotě $75^\circ\text{C}$	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
	$d_a$	je vnější průměr trubky	[m]

Zmíněné veličiny jsem následně dosadil do vzorce (1.9.) a tím vypočítal součinitel přestupu tepla na straně vzduchu.

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_a} = \frac{90,24 \cdot 0,029}{0,034} = 76,968 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 4.2.3. Přestup tepla na straně páry

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky jsem určil ze základního výpočetní vztahu (1.11.) pro kondenzaci páry na svislé trubce. Ve výměníku PHRS probíhá kondenzace jinak, takže výpočet je pouze informativní. Přesnost tohoto výpočtu není tak důležitá, protože na velikost součinitele přestupu tepla má vliv především součinitel přestupu tepla na straně vzduchu, který je řádově 100krát menší. Konstanta vyjadřující vliv typu přenosové plochy má pro vodorovné trubky hodnotu 0,725. Součinitel tepelné vodivosti vody při teplotě 286 °C je 0,574 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>. Hustotu vody jsem uvažoval 1000 kg·m<sup>-3</sup>. Výparné teplo vody o teplotě 286 °C je 1504 kJ·kg<sup>-1</sup>. Kinematická viskozita vody o teplotě 286 °C je 5,05·10<sup>-8</sup> m<sup>2</sup>·s<sup>-1</sup>. [6] [3]

$$\alpha_p = c \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot g \cdot \rho \cdot l_v}{\nu \cdot (t_p - t_s) \cdot d_i} \right)^{0,25} \quad (1.11.)$$

kde:	$\alpha_p$ je součinitel přestupu tepla na straně páry	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
	$c$ je konstanta vyjadřující vliv typu přenosové plochy	[-]
	$\lambda$ je součinitel tepelné vodivosti vody při teplotě 286 °C	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
	$g$ je gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
	$\rho$ je hustota vody o teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa	[kg·m <sup>-3</sup> ]
	$l_v$ je výparné teplo vody o teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa	[J·kg <sup>-1</sup> ]
	$\nu$ je kinematická viskozita vody při teplotě 286 °C	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
	$t_p$ je teplota páry	[°C]
	$t_s$ je teplota stěny trubky (střední teplota vzduchu)	[°C]
	$d_i$ je vnitřní průměr trubky	[m]

Po dosazení jsem zjistil, že součinitel přestupu tepla na straně páry je asi 10000 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>, což je běžná hodnota.

$$\alpha_p = c \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot g \cdot (\rho - \rho') \cdot l_v}{\nu \cdot (t_{nas} - t_s) \cdot d_i} \right)^{0,25} = 0,725 \cdot \left( \frac{0,574^3 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 1504000}{5,05 \cdot 10^{-8} \cdot (286 - 75,39) \cdot 0,028} \right)^{0,25} = 9840 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 4.2.4. Prostup tepla trubkou

Při výběru materiálu pro trubky výměníku tepla je nutno uvažovat mnoho faktorů, jako například:

1. Materiál trubkových listů
2. Metody upevnění trubek do trubkových listů
3. Materiály koncových uzavření
4. Opatření proti korozi
5. Kompatibilita s prostředím

Materiály jsou voleny na základě předchozích zkušeností, korozivních testů, teplotních testů, pevnostních testů, literatury, ceny, doporučení dodavatele atd. Je jasné, že volba materiálu je velmi složitá a většina firem si hlídá své „know-how“. [10]

Materiál jsem vybíral podle dostupnosti a úrovně mých znalostí s danou problematikou. Zvolil jsem ocel 17 246 (ČSN 41 7246), podle normy ČSN EN 10028- 2. Je to ocel Cr-Ni-Ti austenitická, žáruvzdorná a korozivzdorná. Vhodná na tyče, plechy, pásy a pruhy, svařované trubky a dráty. Ocel s dobrou odolností proti atmosférickým vlivům a vodám. Odolnost proti korozi klesá tvářením za studena. Dokonalejší úpravou povrchu se odolnost proti korozi zvyšuje. Je určena jako korozivzdorná pro použití při teplotách do 400 °C. Vhodná pro svařování. Při teplotě 300 °C je její tepelná vodivost  $\lambda = 17,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . [11] [26]

Po zjištění obou součinitelů přestupu tepla bylo možné přistoupit k výpočtu součinitele prostupu tepla stěnou trubky, podle vztahu (1.12.). [3]

$$\bar{k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{\alpha_v \cdot d_i}} \quad (1.12.)$$

kde:	$\bar{k}$	je střední součinitel prostupu tepla u čisté trubky	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\alpha_p$	je součinitel přestupu tepla na straně páry	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\alpha_v$	je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$d_a$	je vnější průměr trubky	$[\text{m}]$
	$d_i$	je vnitřní průměr trubky	$[\text{m}]$
	$\lambda$	je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Po dosazení jsem dostal:

$$\bar{k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{\alpha_v \cdot d_i}} = \frac{1}{\frac{1}{9840} + \frac{0,034}{2 \cdot 17,6} \cdot \ln \frac{0,034}{0,028} + \frac{0,034}{76,968 \cdot 0,028}} = 62,244 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 4.2.5. Teplosměnná plocha

Při výpočtu teplosměnné plochy jsem vycházel ze vzorce pro výkon výměníku tepla (1.13.). [6] [3]

$$Q = S \cdot \bar{k} \cdot \overline{\Delta t}_{stř} \quad (1.13.)$$

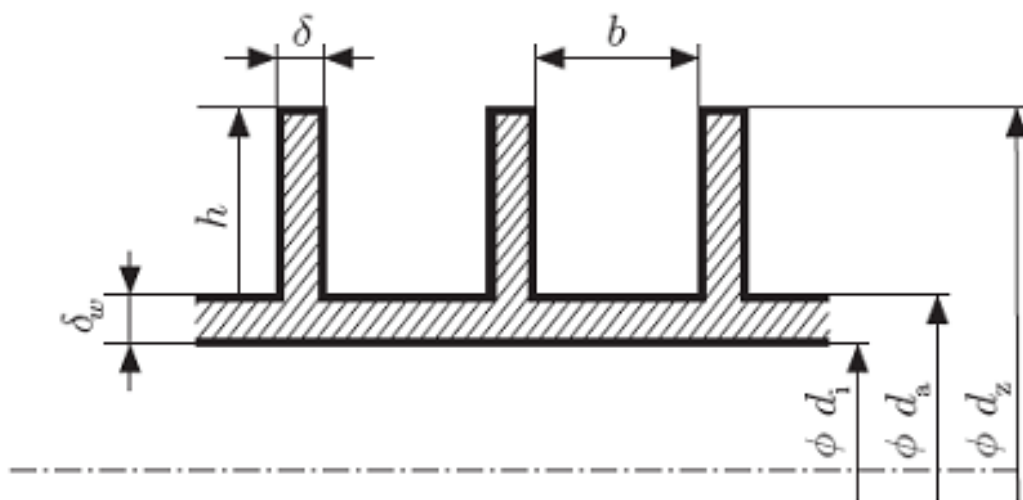
kde:	Q	je tepelný výkon výměníku	[W]
	S	je teplosměnná plocha výměníku	[m <sup>2</sup> ]
	$\bar{k}$	je střední součinitel prostupu tepla u čisté trubky	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
	$\overline{\Delta t}_{stř}$	je střední logaritmický teplotní spád	[°C]

Po vyjádření jsem zjistil minimální potřebnou teplosměnnou plochu holých trubek:

$$S = \frac{Q}{\bar{k} \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{4000000}{62,244 \cdot 208} = 309,565 \text{ m}^2$$

#### 4.2.6. Zvětšení teplosměnné plochy žebrováním

Teplosměnná plocha S udává, jakou plochu musí mít výměník, aby dokázal chladit médium při vstupních parametrech. Žebrováním trubek je možné tuto plochu zefektivnit tak, aby rozměry výměníku nemusely být tolik velké. Žebrování se zpravidla používá tam, kde má jedna z pracovních látek výrazně větší součinitel přestupu tepla, než látka druhá. Je snaha dosáhnout stavu kdy  $\alpha_1 \cdot S_1 = \alpha_2 \cdot S_2$ . Při návrhu jsem volil nejčastěji používaná, kruhová žebra. Žebra budou při výrobě na trubku navinuta ve formě pásku, což umožní, aby jejich materiál mohl být odlišný od trubky. Hustota žebrování bývá na 1 m trubky 200 až 400 žeber o výšce 1 až 50 mm. Při návrhu jsem zvolil 300 žeber na 1 metr trubky o výšce 16 mm. Žebra jsem navrhl z hliníku o tloušťce 1 mm, podle ČSN EN 42 7336. Součinitel tepelné vodivosti hliníku je 230 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>. [8] [12]



**Obrázek 15 Schéma žebrování [4]**

Na předchozím obrázku lze vidět řez žebrování trubky, kde uvedené symboly znázorňují rozměry trubky a žeber. Jejich hodnoty jsou:

$$d_i = 0,028 \text{ m}$$

$$b = 0,002 \text{ m}$$

$$d_a = 0,034 \text{ m}$$

$$\delta = 0,001 \text{ m}$$

$$d_z = 0,066 \text{ m}$$

$$h = 0,016 \text{ m}$$

Po návrhu rozměrů a typu žebra bylo potřeba zjistit plochu žeber a celkovou teplosměnnou plochu na 1 metr trubky.

Vnější plocha jednoho metru trubky je:

$$S_t = \pi \cdot d_a = \pi \cdot 0,034 = 0,107 \text{ m}^2$$

kde:  $S_t$  je vnější plocha jednoho metru trubky [m<sup>2</sup>]

$d_a$  je vnější průměr trubky [m]

Plochu žeber na jeden metr trubky jsem spočítal jako:

$$S_z = \left( \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_a^2}{4} \right) \cdot n_z \cdot 2 = \left( \frac{\pi \cdot 0,066^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,034^2}{4} \right) \cdot 300 \cdot 2 = 1,508 \text{ m}^2$$

kde:  $S_z$  je plocha žeber na 1 m trubky [m<sup>2</sup>]

$d_z$  je vnější průměr žebra [m]

$d_a$  je vnější průměr trubky [m]

$n_z$  je počet žeber na 1 m trubky [1]



Po sečtení plochy trubky a žebra jsem dostal celkovou teplosměnnou plochu na jeden metr trubky:

$$S' = S_t + S_z = 0,107 + 1,508 = 1,615 \text{ m}^2$$

kde:  $S'$  je celková vnější plocha jednoho metru trubky [m<sup>2</sup>]

$S_t$  je vnější plocha jednoho metru trubky [m<sup>2</sup>]

$S_z$  je plocha žeber na 1 m trubky [m<sup>2</sup>]

Dále bylo vhodné spočítat i vnitřní plochu trubky  $S_1$  vztaženou na jeden metr, kterou jsem využil v pozdějších výpočtech.

$$S_1 = \pi \cdot d_i = \pi \cdot 0,028 = 0,088 \text{ m}^2$$

Při použití žeber se zvětší teplosměnná plocha, ale zároveň se zhorší přestup tepla na této straně. Chladicí vzduch musí překonávat větší průměr, než když byla trubka holá. Kvůli tomu se zavádí ekvivalentní průměr žebra definovaný podle vztahu (1.14.). [8]

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_a + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot n_z}}}{S'} \quad (1.14.)$$

kde:  $d_e$  je ekvivalentní průměr žebra [m]

$S_t$  je vnější plocha jednoho metru trubky [m<sup>2</sup>]

$S_z$  je plocha žeber na 1 m trubky [m<sup>2</sup>]

$S'$  je celková vnější plocha jednoho metru trubky [m<sup>2</sup>]

$d_a$  je vnější průměr trubky [m]

$n_z$  je počet žeber na 1 m trubky [1]

Dosadil jsem hodnoty a zjistil velikost ekvivalentního průměru žebra:

$$d_e = \frac{S_t \cdot d_a + S_z \cdot \sqrt{\frac{S_z}{2 \cdot n_z}}}{S'} = \frac{0,107 \cdot 0,034 + 1,508 \cdot \sqrt{\frac{1,508}{2 \cdot 300}}}{1,615} = 0,049 \text{ m}$$

Ekvivalentní výška žebra je pak definována podle vztahu (1.15.). [8]

$$h' = \frac{d_z - d_a}{2} \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_z}{d_a} \right) \quad (1.15.)$$

kde:  $h'$  je ekvivalentní výška žebra [m]  
 $d_z$  je vnější průměr žebra [m]  
 $d_a$  je vnější průměr trubky [m]

Po dosazení:

$$h' = \frac{d_z - d_a}{2} \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_z}{d_a} \right) = \frac{0,066 - 0,034}{2} \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \frac{0,066}{0,034} \right) = 0,02 \text{ m}$$

Hodnota  $\beta$  slouží k výpočtu účinnosti žebra a je definovaná podle (1.16.). [8]

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_v}{\lambda_z \cdot \delta}} \quad (1.16.)$$

kde:  $\alpha_v$  je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]  
 $\lambda_z$  je součinitel tepelné vodivosti materiálu žebra (hliník) [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]  
 $\delta$  je tloušťka žebra [m]

Po dosazení:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_v}{\lambda_z \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 76,968}{230 \cdot 0,001}} = 25,871 \text{ m}^{-1}$$

Účinnost žebra je definovaná vztahem (1.17.). [8]

$$\eta_z = \frac{\tanh(\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} \quad (1.17.)$$

kde:  $\eta_z$  je účinnost žebra [-]  
 $h'$  je ekvivalentní výška žebra [m]

Po dosazení:

$$\eta_z = \frac{\tanh(\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} = \frac{\tanh(25,871 \cdot 0,02)}{25,871 \cdot 0,02} = 0,921$$

#### 4.2.7. Přestup tepla na žebrovanou trubku, na straně vzduchu

Postup je shodný s předchozím výpočtem součinitele přestupu tepla na straně vzduchu, když jsem uvažoval, že trubka je holá. Jediný rozdíl je v tom, že se vzorce vztahují na ekvivalentní průměr žebra zjištěný v předchozí kapitole. [8]

Reynoldsovo číslo jsem počítal podle vztahu (1.8.):

$$Re = \frac{w_{vzd} \cdot d_e}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,049}{0,00001897} = 12932$$

Pro Nusseltovo číslo platí rovnice (1.9.):

$$Nu_1 = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i = 0,41 \cdot 12932^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,6 = 71,65$$

$$Nu_2 = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i = 0,41 \cdot 12932^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,7 = 83,59$$

$$Nu_{3-12} = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s = 0,41 \cdot 12932^{0,6} \cdot 0,696^{0,33} \cdot 1,12 = 119,42$$

Střední hodnota Nusseltova čísla je pak:

$$Nu = \frac{Nu_1 + Nu_2 + 10 \cdot Nu_{3-12}}{12} = \frac{71,65 + 83,59 + 10 \cdot 119,42}{12} = 112,45$$

Součinitel přestupu tepla na ekvivalentním průměru žebra je definovaný podle vztahu (1.10) a jeho hodnota je:

$$\alpha_z = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_e} = \frac{112,45 \cdot 0,029}{0,049} = 66,464 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně žebíků se zavádí střední zdánlivý součinitel přestupu tepla, vztažený na celkovou plochu  $S'$ , podle vztahu (1.18.). [8]

$$\bar{\alpha} = \alpha_z \cdot \frac{S_z}{S'} \cdot \left( \eta_z + \frac{S_t}{S_z} \right) \quad (1.18.)$$

kde:	$\bar{\alpha}$	je střední zdánlivý součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\alpha_z$	je součinitel přestupu tepla na ekvivalentním průměru žebra	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\eta_z$	je účinnost žebra	[1]
	$S_z$	je plocha žebíků na 1 m trubky	$[\text{m}^2]$
	$S_t$	je vnější plocha jednoho metru trubky	$[\text{m}^2]$
	$S'$	je celková vnější plocha jednoho metru trubky	$[\text{m}^2]$

Po dosazení jsem získal hledanou hodnotu  $\bar{\alpha}$ :

$$\bar{\alpha} = \alpha_z \cdot \frac{S_z}{S'} \cdot \left( \eta_z + \frac{S_t}{S_z} \right) = 66,464 \cdot \frac{1,508}{1,615} \cdot \left( 0,921 + \frac{0,107}{1,508} \right) = 61,589 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 4.2.8. Prostup tepla žebrovanou trubicí

Součinitel prostupu tepla žebrovanou trubicí je definován vztahem (1.19.). [8]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S'}{S_1} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta}{\lambda} \right)} \quad (1.19.)$$

kde:	k	je součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\alpha$	je střední zdánlivý součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$\alpha_p$	je součinitel přestupu tepla na straně páry	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
	$S'$	je celková vnější plocha jednoho metru trubky	$[\text{m}^2]$
	$S_1$	vnitřní plochu trubky, vztažená na 1 m trubky	$[\text{m}^2]$
	$\delta$	je tloušťka žebra	$[\text{m}]$
	$\lambda$	je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky (hliníku)	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Po dosazení jsem zjistil hodnotu součinitele přestupu tepla žebrovanou trubicí:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S'}{S_1} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta}{\lambda} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{61,589} + \frac{1,615}{0,088} \cdot \left( \frac{1}{9840} + \frac{0,001}{17,6} \right)} = 47,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 4.2.9. Výsledná teplosměnná plocha

Na závěr tepelného výpočtu jsem určil minimální teplosměnnou plochu, kterou musí výměník disponovat, podle vztahu (1.13.):

$$S = \frac{Q_v}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{4000000}{47,1 \cdot 208} = 409,098 \text{ m}^2$$

### 4.3. Konstrukční návrh výměníku

Model výměníku jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Při návrhu jsem se inspiroval již hotovou verzí PHRS pro jadernou elektrárnu s reaktorem VVER – 1200 v ruské Novovoroneži, jejíž plánované uvedení do provozu je v roce 2019. VVER – 1200 má tepelný výkon  $3200 \text{ MW}_t$  a 8 výměníků PHRS, zapojených ve dvou chladicích smyčkách, jeden s výkonem  $8 \text{ MW}_t$ . Již při zadání práce jsem byl rozhodnut, že výměník PHRS navrhnu na výkon  $4 \text{ MW}_t$ , místo použití například jen dvou výměníků s výkonem  $8 \text{ MW}_t$ , jak je tomu u většiny zařízení VVER – 600. [17] [18] [19] [22] [27]



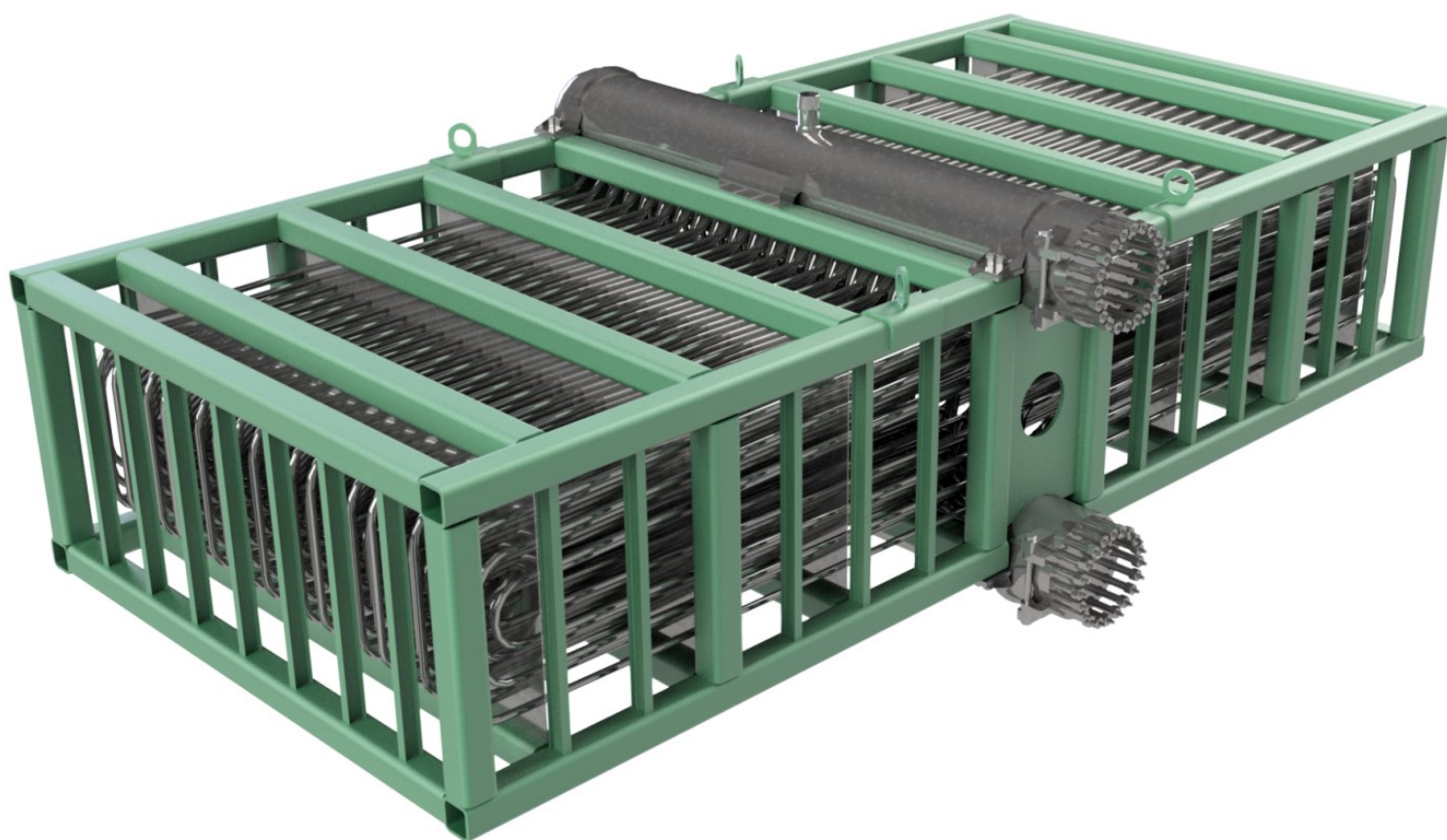
**Obrázek 16 Konstrukce výměníku**

Nosná konstrukce výměníku je sestrojena z čtvercových, ocelových, bezešvých trubek (TR 4HR 150 x 16 - ČSN 42 5720 – 11 353). [12] [27]



**Obrázek 17 Konstrukce výměníku 2**

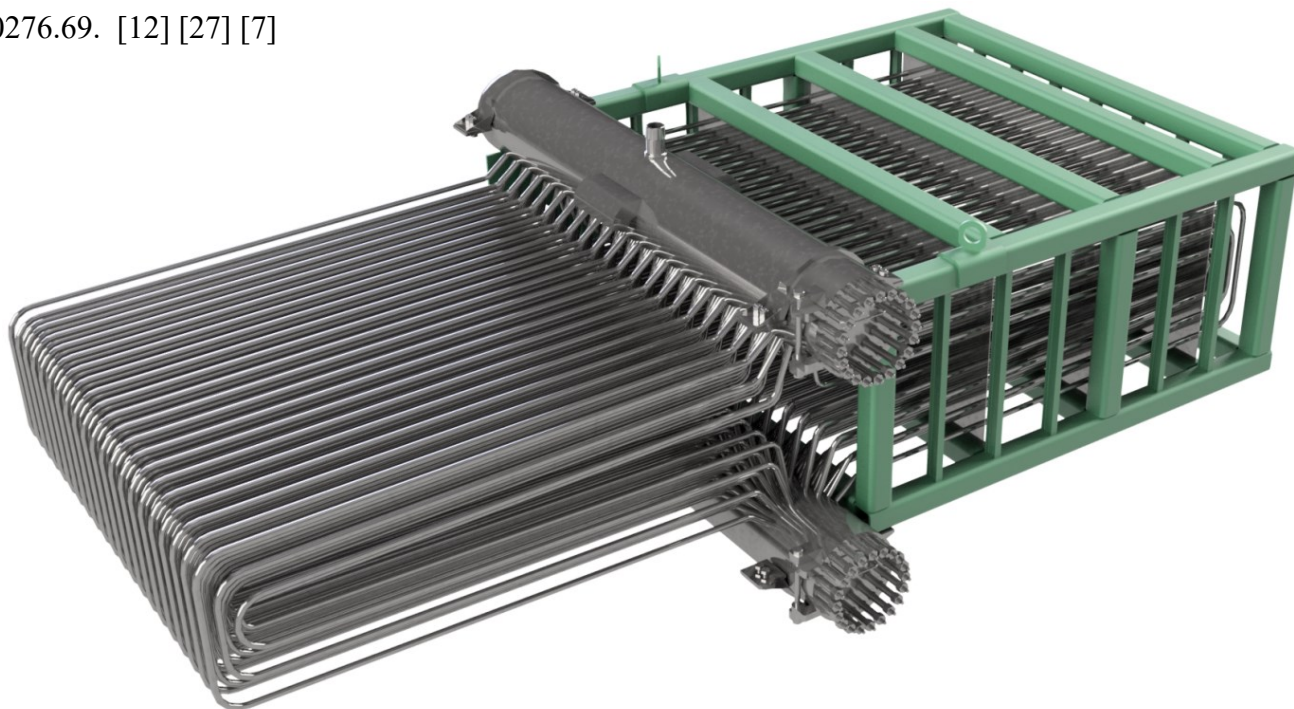
Pro zpevnění konstrukce jsem dále použil tyče průřezu I (I 80/A ČSN 42 5550 – 11 373). Trubkové listy jsou vyobrazeny pouze zjednodušeně. Jejich přesnou konstrukcí jsem se nezabýval. [12] [27]



**Obrázek 18 Konstrukce výměníku 3**



Další prvky konstrukce jako např. úchyty, podpěry atd. jsou z oceli 11 373, stejně jako nosné trubky. Bubny výměníku jsou k nosné konstrukci přivařeny a upevněny šrouby (ŠROUB M27 x 100 ČSN EN 24014). Pro bubny jsem volil materiál ocel 13 030.5 – ČSN 42 0276.69. [12] [27] [7]



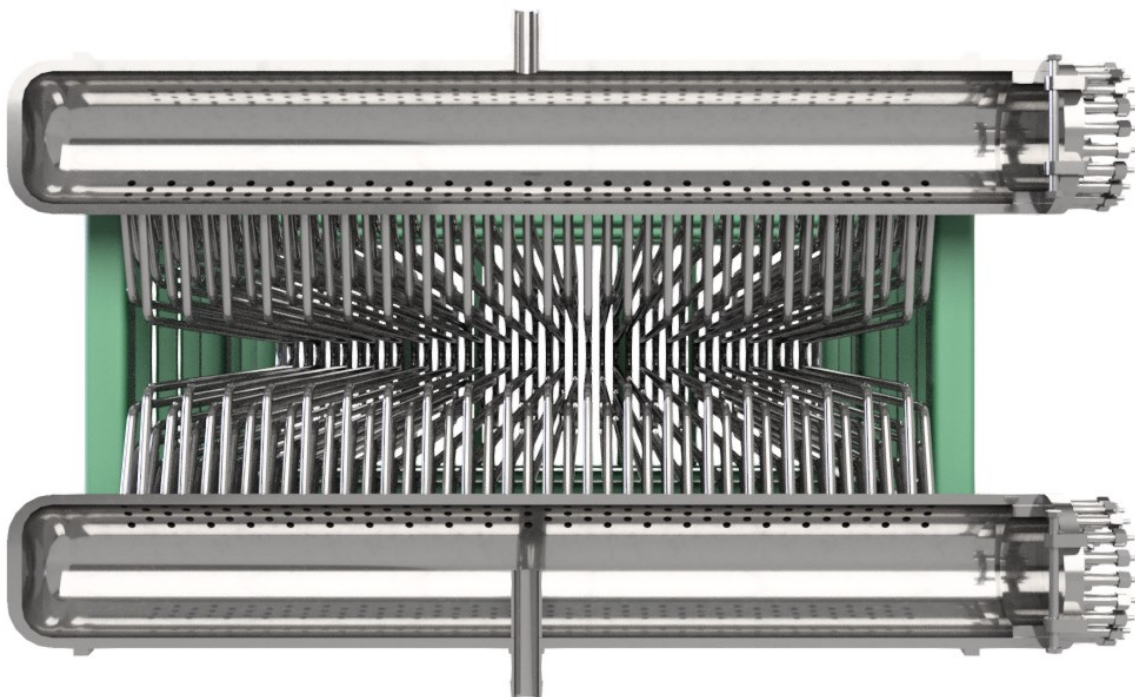
**Obrázek 19 Výměník bez nosné konstrukce**

Výměník má 246 teplosměnných trubek, které jsou z oceli 17 246, podle normy ČSN EN 10028 - 2. Vnější průměr trubky jsem zvolil 34 mm, s tloušťkou stěny 3 mm, podle ČSN EN 10216 - 2. Pro tuto řadu rozměrů je dostupné veškeré příslušenství potrubních systémů. [12] [27] [7]



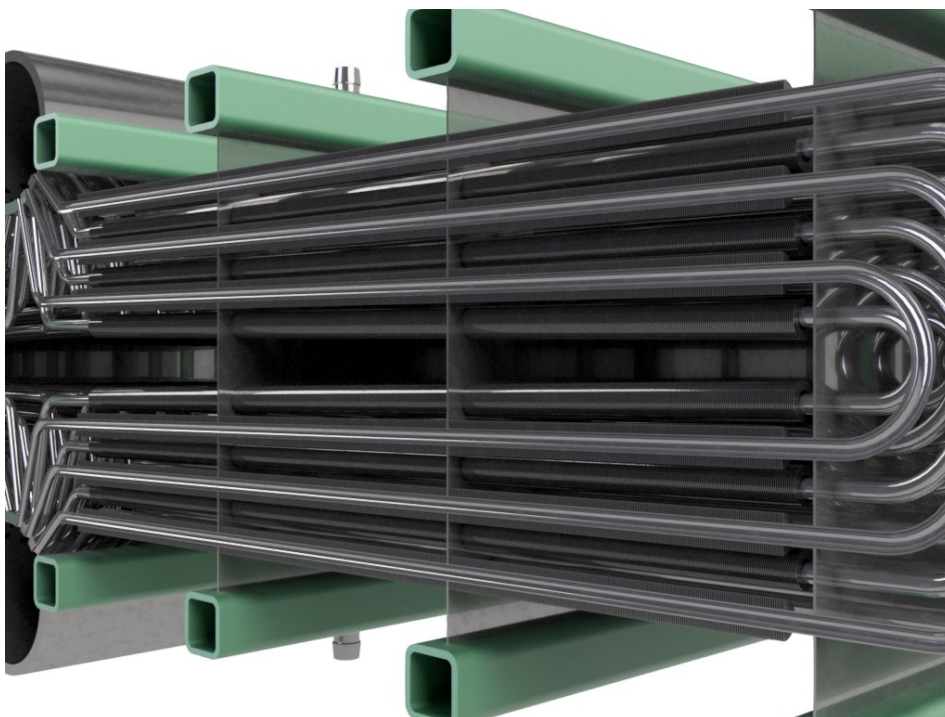
**Obrázek 20 Řez bubnem výměníku**

Na obrázku č. 20 lze vidět uspořádání teplosměnných trubek do bubnu. Volil jsem střídavé uspořádání, z důvodu lepšího přestupu tepla. [23]



**Obrázek 21 Řez bubny výměníku**

Na obrázku č. 21 lze vidět řez bubny. Pára o teplotě 286 °C a tlaku 7 MPa vstupuje shora do parovodu, prochází teplosměnnými trubkami, kondenzuje a kondenzát opouští výměník. [17] [18] [19]



**Obrázek 22 Řez žebrovanými trubkami**

Volil jsem kruhová žebra z hliníku, podle ČSN EN 42 7336. Žebra jsou na trubku navinuta ve formě pásu. Hustota žebrování je 300 žeber na 1 metr trubky, výška žebra je 16 mm a tloušťka je 1 mm. Jejich reprezentace nebyla možná vyobrazit v celém modelu, tak jsem je pro představu vytvořil na obrázku č. 22. Technický výkres celé sestavy výměníku je k dispozici v příloze. [8] [11]



## 5. Závěr

V práci jsem řešil odvod zbytkového tepla z primárního okruhu tlakovodní jaderné elektrárny s reaktorem VVER – 600, který má nominální tepelný výkon  $1600 \text{ MW}_t$ .

Pasivní systém odvodu tepla funguje na principu přirozené cirkulace jak chlazeného, tak chladicího média. Je navržen tak, aby dlouhodobě uchlادil zbytkové teplo z reaktoru při absenci všech zdrojů napájení.

Z rozboru zbytkového tepelného výkonu po odstavení reaktoru, jsem navrhl celkem 8 výměníků, z nichž každý má výkon  $4 \text{ MW}_t$ . Pro odvod tepla jsou tedy k dispozici dvě na sobě nezávislé chladicí smyčky, každá o výkonu  $16 \text{ MW}_t$ .

Tepelným výpočtem jsem zjistil minimální potřebnou teplosměnnou plochu jednoho výměníku, která činí  $410 \text{ m}^2$ . Na závěr jsem vytvořil 3D model výměníku tepla v programu Autodesk Inventor Professional 2017.

Výměník disponuje 246 žebrovanými trubkami s vnějším průměrem 34 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Trubky jsou z oceli 17 246 a žebra z hliníku. Pro bubny jsem volil ocel 13 030.5. Výměník je upevněn v nosné konstrukci, která se skládá z čtvercových trubek, tyčí profilu I a trubkových listů. Více informací o konstrukci naleznete v kapitole 4.3 a v přiloženém výkresu.

## 6. Seznam použité literatury

1. **Doležal, Jaroslav.** *Jaderné a klasické elektrárny.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04936-5.
2. **Dubšek, František.** *Jaderná energetika.* Brno : PC-DIR, 1994. ISBN: 80-214-0538-4.
3. **Hejzar, Radko.** *Stroje a zařízení jaderných elektráren.* Praha : České vysoké učení technické, 1994. ISBN 8001012204.
4. **Srnc, Jan.** *Pasivní odvod tepla z parogenerátoru u reaktoru MIR 1200.* Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2014.
5. **Chyský, Jaroslav.** *Větrání a klimatizace.* Brno : BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901574-0-8.
6. **Kadlec, Zdeněk.** *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty.* Ostrava : Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. ISBN 978-80-7385-061-6.
7. **Ladislav Vilimec, Jiří Josiek.** *Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů.* Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2011. ISBN 978-80-248-2512-0.
8. **Baláš, Marek.** *Kotle a výměníky tepla.* Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
9. **Blahož, Vladimír a Kadlec, Zdeněk.** *Základy sdílení tepla. 2. vydání.* Ostrava : Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. ISBN 80-902001-1-7.
10. **Thulukkanam, Kuppan.** *Heat exchanger design handbook. Second edition.* Boca Raton : CRC Press, 2013. ISBN 978-1-4398-4212-6.
11. **Budaj, Florian.** *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet.* Brno : Nakladatelství VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
12. **Jan Leinveber, Pavel Vávra.** *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* Úvaly : Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
13. **MIFEK, ROMAN.** *Výpočty kondenzátorů páry.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2013.

14. **Encyklopedie Cojeco.** *potenciálová jáma*. [Online] [Citace: 2018 – 03 – 03]. Dostupné z <[http://www.cojeco.cz/index.php?zal=2&id\\_desc=75545&s\\_lang=2&a\\_type=2](http://www.cojeco.cz/index.php?zal=2&id_desc=75545&s_lang=2&a_type=2)>.

15. **Simopt, s.r.o.** *moderátor*. [Online] [Citace: 2018 – 03 – 03]. Dostupné z <<https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/vykladovy-slovník-energetiky/hesla/moderator.html>>.

16. **Pavel Kolat, David Tomášek.** *Jaderná energetika*. [Online] [Citace: 2018 – 03 – 23]. Dostupné z <[https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/18\\_Zaklady-ekologie\\_48-49/48\\_IUT/111\\_Jaderna-energetika---Kolat---P3.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/18_Zaklady-ekologie_48-49/48_IUT/111_Jaderna-energetika---Kolat---P3.pdf)>.

17. **Атомная энергия 2.0.** *На Нововоронежской АЭС-2 приступили к монтажу системы пассивного отвода тепла*. [Online] [Citace: 2018 – 01 – 20]. Dostupné z <<http://www.atomic-energy.ru/news/2014/02/17/46687>>.

18. **Атомная энергия 2.0.** *На строящемся энергоблоке №2 Нововоронежской АЭС-2 началась установка элементов системы пассивного отвода тепла*. [Online] [Citace: 2018 – 01 – 20]. Dostupné z <<http://www.atomic-energy.ru/news/2017/06/26/77205>>.

19. **Атомная энергия 2.0.** *На втором энергоблоке Нововоронежской АЭС-2 началась установка теплообменников системы пассивного отвода тепла*. [Online] [Citace: 2018 – 01 – 20]. Dostupné z <<http://www.atomic-energy.ru/news/2017/04/05/74471>>.

20. **дневников.** *Нововоронежская АЭС*. [online] [Citace: 2018 – 02 – 15]. Dostupné z <<http://m.diary.ru/~Night-Sister/p210519759.htm?oam#form>>.

21. **Управление информации и общественных связей Нововоронежской АЭС.** *На строящемся энергоблоке №2 Нововоронежской АЭС-2 началась установка элементов системы пассивного отвода тепла*. [Online] [Citace: 2018 – 02 – 15]. Dostupné z <<http://www.rosenergoatom.ru/zhurnalistam/news/23660/>>.

22. **СПОТ.** [online] [Citace: 2018 – 02 – 15]. Dostupné z <[https://vk.com/page-37706009\\_53831931](https://vk.com/page-37706009_53831931)>.

23. **energetika ČVUT.** *Výměníky tepla a kotle*. [Online] [Citace: 2018 – 3 – 17]. Dostupné z <[http://energetika.cvut.cz/?en\\_vymeniky-tepla-a-kotle,66](http://energetika.cvut.cz/?en_vymeniky-tepla-a-kotle,66)>.

24. **technická zařízení budov.** *Přepočet průtoku a rychlosti proudění v potrubí.* [Online] [Citace: 2018 – 3 – 16]. Dostupné z <<https://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/83-prepocet-prutoku-a-rychlosti-proudeni-v-potrubi>>.

25. **fsiforum.** *Parní tabulky.* [Online] [Citace: 2018 – 3 – 16]. Dostupné z <<http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6TT/Diagramy/SadaPodkladu-VodniPara.pdf>>.

26. **FERONA A.S.** *Materiálové normy.* [Online] [Citace: 2018 – 4 – 25]. Dostupné z <<https://online.ferona.cz/materialove-normy/>>.

27. **БАСЭТ.** *Теплообменник СПОТ.* [Online] [Citace: 2018 – 01 – 20]. Dostupné z <[http://baset.ru/oborudovanie/dlya\\_atomnyih\\_stantsiy/teploobmennik\\_sistemyi\\_passivnogo\\_otvoda\\_tepla\\_spot](http://baset.ru/oborudovanie/dlya_atomnyih_stantsiy/teploobmennik_sistemyi_passivnogo_otvoda_tepla_spot)>.

28. *VVER – 600 (V – 498).* [Online] [Citace: 2018 – 03 – 12]. Dostupné z <[https://aris.iaea.org/PDF/VVER-600\(V-498\).pdf](https://aris.iaea.org/PDF/VVER-600(V-498).pdf)>.

29. **František Hrůza.** *VVER – 300 a VVER – 600.* [Online] [Citace: 2018 – 01 – 18]. Dostupné z <<https://frantisekhruza.blog.idnes.cz/blog.aspx?c=487594>>.